

сті, які застосовуються в основних лічильниках електроенергії;

- необхідно уніфікувати підхід до принципів вимірювання (обчислення) реактивної потужності електронними лічильниками на основі чітких визначень реактивної потужності та енергії;
- вирішити питання щодо точності обліку реактивної енергії (споживання – генерація) можна шляхом впровадження розрахунків за повну електроенергію для всіх споживачів.

1.Методика обчислення плати за перетоки реактивної електроенергії. Затверд. наказом Міністерства палива та енергетики України №19 від 17.01.2002 р.

2.Аникин В.В., Давыдов А.С., Попенака А.Н., Прокопенко С.В. О некоторых проблемах обеспечения единства измерений электрической энергии при несимметричной и нелинейной нагрузке // Материали V наук.-практ. конф. „Метрологічне забезпечення обліку електроенергії в Україні”. – К.: ТОВ „АВЕГА”, 2005. – С.26-30.

3.Інструкція про порядок комерційного обліку електричної енергії. Затверд. постановою НКРЕ від 19 жовтня 1998 р. №1349.

Отримано 24.05.2006

УДК 693.54

В.П.ШПАЧУК, д-р техн. наук, Е.И.ГОЛОВИНА

Харьковская национальная академия городского хозяйства

К ИССЛЕДОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОЙ АКТИВНОСТИ ОБЪЕКТОВ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СТРУКТУРЫ НА БАЗЕ АМПЛИТУДНО-СКВАЖНОСТНО-ВРЕМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Приводятся исследования по численному анализу параметров синергетического эффекта первого рода, формализованных через параметры амплитудно-скважностно-временных характеристик объекта пространственной структуры в абсолютных координатах применительно к задачам вибронадежности. С использованием коэффициента синергизма выполнена количественная и качественная оценка взаимоусиливающегося действия вибраций корпуса изделия на показатели вибрационной устойчивости объекта испытаний.

Большинство электрогидромеханических агрегатов (ЭГМА) машиностроения, авиационной, космической и транспортной техники является множеством установленных на несущей конструкции (корпусе) узлов, блоков и относится к классу объектов пространственной структуры (ОПС), обобщенная механическая схема которых представляет собой систему пространственно ориентированных инерционных, упругих и диссипативных элементов (рис.1).

Исследования по численному анализу параметров синергетического эффекта первого рода, формализованных через амплитудно-фазочастотные характеристики объекта пространственной структуры в

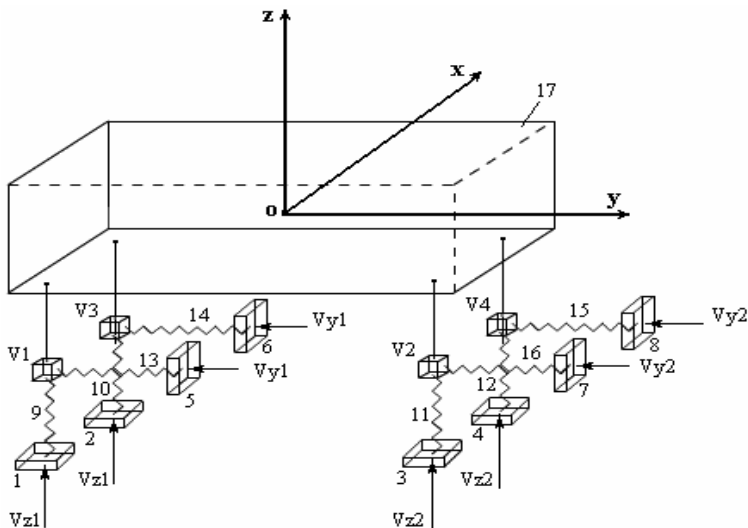


Рис.1 – Обобщенная механическая схема объекта:

1-8 – корпусные детали объекта; 9-16 – упругие элементы с коэффициентом жесткости c и сопротивления b , моделирующие блок упругой подвески объекта; 17 – конструктивный элемент, моделирующий инерционные свойства объекта.

абсолютных координатах применительно к задачам виброненадежности приведены в работе [9]. С использованием коэффициента синергизма выполнена количественная и качественная оценка взаимноусиливающегося действия вибраций корпуса изделия на показатели вибрационной устойчивости объекта испытаний. При этом узлы размещаются на корпусе ЭГМА снаружи, а также в его внутреннем объеме в местах, определенных конструктивными характеристиками, технологическими условиями изготовления, сборки и особенностями их взаимодействия в процессе функционирования, что определяет несовпадение центров масс рабочих элементов с центром масс агрегата и изделия в целом. Поэтому кинематические параметры механического движения узлов ЭГМА оказываются зависимыми дополнительно от амплитудно-фазочастотных характеристик переносных и кориолисовых сил инерции, обусловленных сложными колебаниями корпуса агрегата [2, 3, 8]. В результате программируемые движения деталей и узлов агрегата оказываются недостоверными, что негативно влияет на его динамические и точностные характеристики в целом [8-11]. Учитывая, что в реальных условиях эксплуатации вибрации корпуса изделия, на котором закреплен агрегат, носят сложный характер, т.е. изменяются во

времени не только по величине, но и по направлению, в настоящей работе рассматриваются многомерные вибрации корпуса агрегата, совокупность и взаимодействие координатных составляющих которых наиболее достоверным образом описывают условия эксплуатации узлов и блоков ЭГМА с точки зрения реального вибронегрузения.

В работах [8,10] решены теоретические вопросы, относящиеся к особенностям проявления синергетических эффектов первого и второго родов в задачах испытаний объектов пространственной структуры на виброндежность. Показано, что при этом исключаются заниженные оценки показателей вибрационной активности объектов, диагностируемых при стендовых испытаниях, а следовательно, и непредвиденные их отказы по виброндежности в эксплуатации.

Физические и теоретические аспекты взаимного влияния параметров вибрации на примере колебаний фундаментов сооружений рассмотрены в работах [6, 7, 12, 13] применительно к задаче сейсмомеханики сооружений. Терминологически данное явление, с точки зрения прикладной теории механических колебаний, определено как двойной фазочастотный резонанс колебательных систем. В данной работе, как и в работах [8-11], взаимноусиливающееся действие параметров многокоординатной вибрации проанализировано применительно к задачам виброндежности многомерных электрогидромеханических объектов техники и определено понятием синергетический эффект первого рода.

Настоящая работа посвящена численному анализу параметров синергетического эффекта, формализованного посредством двухпараметрических амплитудно-скважностно-временных характеристик (АСВХ) ОПС через абсолютные вибрации центров масс несущей конструкции (корпуса изделия), а также самого объекта и его заданных контрольных точек.

В основу исследований положены фундаментальные уравнения колебаний ОПС в частотной области, полученные методом комплексных амплитуд [5]. При этом функциональные зависимости параметров колебаний объекта от параметров внешнего кинематического воздействия проанализированы с использованием теорем экстремальности [8].

Преимуществом рассмотренных двухмерных АСВХ является их абсолютная информативность к следующим базовым параметрам частотных характеристик механических колебательных систем: количеству резонансных пиков при $T = Var$, $\tau = Var$; величинам показателей синергетического эффекта (коэффициентов синергизма)

$$K_s(T, \tau) = ((A_{\max} - A_{\min}) / A_{\min}) \cdot 100\%$$

при многокоординатном вибронегружении в режиме $T = Var$, $\tau = Var$. Здесь $K_s(T, \tau)$ – относительная мера разности между максимальным A_{\max} и минимальным A_{\min} значениями АСВХ в заданных диапазонах изменения скважности τ и времени T между ударными координатными составляющими вибрации корпуса изделия либо платформы многокомпонентного ударного стенда в направлении соответствующих координат.

Задачей исследований стало для объекта пространственной структуры, эксплуатирующегося в условиях многокоординатного ударного воздействия на несущую конструкцию (корпус изделия), установить на базе двумерных АСВХ величины коэффициента $K_s(T, \tau)$ синергизма, проанализировать характер его поведения при $T = Var$, $\tau = Var$ в заданных пределах для линейной и нелинейной характеристик жесткости упругих элементов подвески.

Механическая схема анализируемого трехмерного объекта испытаний изображена на рис.2.

В результате примененных ударных воздействий с параметрами T и τ объект совершает трехмерные колебательные движения в плоскости xOy . Он имеет три степени свободы: возможность перемещаться вдоль оси Oy , оси Oz и возможность вращения вокруг точки O (центр масс).

Закон движения объекта в матричной форме, учитывая [1-3, 5], имеет вид:

$$W \cdot r = q,$$

где $r(t) = (y(t), z(t), \theta(t))$ – вектор обобщенных координат;

$$W = \begin{pmatrix} W_y & 0 & -W_{y\theta} \\ 0 & W_z & W_{z\theta} \\ -W_{y\theta} & W_{z\theta} & W_\theta \end{pmatrix} \text{ – матрица передаточных функций объекта}$$

испытаний, элементы которой имеют вид:

$$W_y = M \cdot P^2 + b_y \cdot P + c_y; W_z = M \cdot P^2 + b_z \cdot P + c_1 z + c_2 z;$$

$$W_\theta = I_c \cdot P^2 + (b_y \cdot P + c_y) \cdot z_{13}^2 + \frac{1}{2} b_z \cdot P \cdot (y_{11}^2 + y_{12}^2) + c_1 z y_{11}^2 + c_2 z y_{12}^2;$$

$$W_{y\theta} = (b_y \cdot P + c_y) \cdot z_{13};$$

$$W_{z\theta} = \frac{1}{2} b_z \cdot P \cdot (y_{11} + y_{12}) + c_{1z} y_{11} + c_{2z} y_{12}; q(t) = (q_1(t), q_2(t), q_3(t))$$

– вектор возбуждения;

$$q_1(t) = (b_y \cdot P + c_y) \cdot Vy_2(t);$$

$$q_2(t) = \frac{1}{2} b_z \cdot P \cdot (Vz_1(t) + Vz_2(t)) + c_{1z} Vz_1(t) + c_{2z} Vz_2(t);$$

$$q_3(t) = \frac{1}{2} b_z \cdot P \cdot (y_{11} \cdot Vz_1(t) + y_{12} \cdot Vz_2(t)) + c_{1z} y_{11} \cdot Vz_1(t) + c_{2z} y_{12} \cdot Vz_2(t) - (b_y \cdot P + c_y) \cdot z_{13} \cdot Vy_2(t).$$

Здесь $P = \frac{d}{dt}$ – оператор дифференцирования; $V_{y1,2}$, $V_{z1,2}$ – сигналы кинематического возбуждения; b_y – коэффициент сопротивления пружин ОПС, параллельных оси Oy ; b_z – коэффициент сопротивления пружин ОПС, параллельных оси Oz ; c_y – коэффициент жесткости пружин

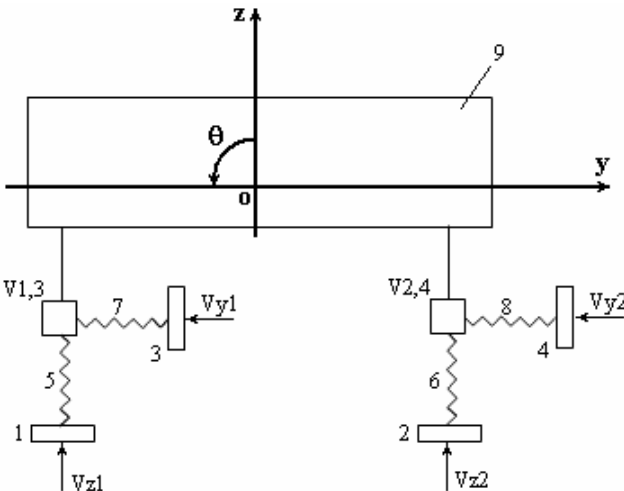


Рис.2 – Расчетная схема ОПС:

1-4 – детали, моделирующие корпус объекта; 5-8 – упругие элементы с коэффициентом жесткости c и сопротивления b , моделирующие блок рессорной подвески объекта; 9 – конструктивный элемент, моделирующий инерционные свойства объекта.

жин, параллельных оси Oy ; $c1_z, c2_z$ – коэффициенты жесткости пружин, параллельных оси Oz ; I_c – момент инерции объекта относительно оси, проходящей через его центр масс; z_{13}, y_{11}, y_{12} – координаты закрепления упругих элементов $V1,3$ и $V2,4$.

Принятая в настоящей работе расчетная схема объекта исследований приведена на рис.3.

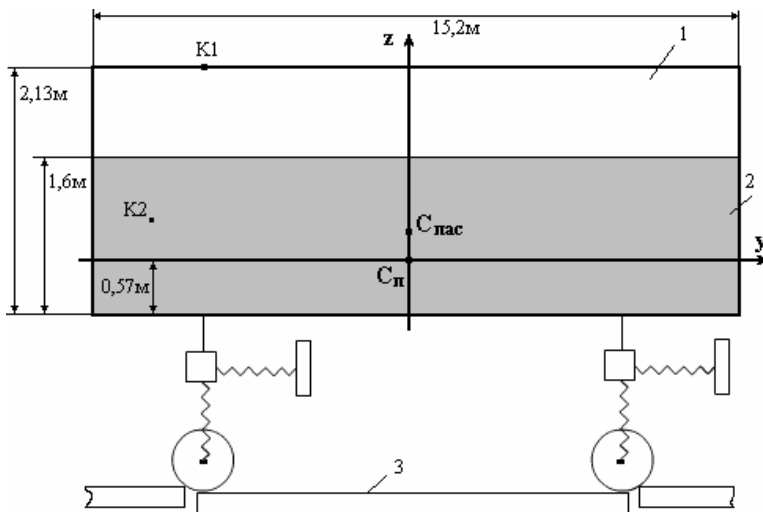


Рис.3 – Расчетная схема объекта испытаний:

1 – базовый инерционный элемент; 2 – изотропный инерционный элемент, аддитивно и равномерно вкладывающийся в базовый; 3 – абсолютно-жесткое основание с изолированными неровностями, моделирующими, например, рельсовый стыковой путь трамвая; $C_{пас}$ – центр масс аддитивного элемента (например, пассажиров трамвая); $C_{п}$ – центр масс базового инерционного элемента (например, пустого вагона); $K1(-3,2 \text{ м}; 2,0 \text{ м})$, $K2(-6,0 \text{ м}; 0,5 \text{ м})$ – контрольные точки (определяются с учетом координат сидения водителя и места закрепления пантографа).

В результате исследований выполнено следующее: динамическая модель объекта представлена в нормальной форме Коши [1,4]; при помощи численных методов установлена зависимость максимальных отклонений объекта от положений равновесия в заданных контрольных точках (центр масс, контрольные точки $K1$ $K2$ на расчетной схеме) при варьировании параметров T , τ ударных кинематических воздействий (при этом анализируемыми параметрами, характеризующими со-

стояние вибрационной активности объекта, являлись: $\max|y(t)|$, $\max|z(t)|$, $\max|\theta(t)|$, $\max|y_{K1,2}(t)|$, $\max|z_{K1,2}(t)|$, $\max|r_{K1,2}(t)|$ выполнены исследования и проведен анализ аддитивного влияния инерционного элемента загрузки транспортного средства на указанные параметры, приняв в качестве исходных данных следующие геометрические и механические характеристики объекта (трамвая) [4]: масса M пустого вагона – 17000 кг; координаты центра масс пустого вагона: точка $C^{мус m}$ ($y_{п}=0$ м; $z_{п}=0,57$ м); координаты точек закрепления упругих элементов (вагон пустой): $V1,3^{мус m}$ (-3,2 м; -1,12 м) и $V2,4^{мус m}$ (3,2 м; -1,12 м); координаты контрольных точек: место установки пантографа $K1^{мус m}$ (-3,2 м; 2,0 м), место водителя вагона $K2^{мус m}$ (-6,0 м; 0,5 м); момент инерции пустого вагона $I^{мус m} = 250692,67$ кг·м²; масса вагона со средней загрузкой пассажирами (5 ч/м², 115 чел) – 25050,0 кг; масса вагона распределена в объеме «длина – средний рост» равномерно; коэффициент сопротивления пружин, параллельных оси Oz и оси Oy: $b_z=24 \cdot 10^3$ Н·с/м, $b_y=24 \cdot 10^3$ Н·с/м; коэффициент жесткости пружин, параллельных оси Oy, $c_y=0,475 \cdot 10^5$ Н/м; коэффициент жесткости параллельных оси Oz пружин (рис.3) принимается в двух вариантах: $c1_z = c2_z = 4,225 \cdot 10^5$ Н / м = const (жесткость линейная); жесткость является нелинейной функцией координаты z : $c1_z = c2_z = 5 \cdot 10^4 \frac{H}{м} \sqrt{6 \cdot 10^3 |z| + 1м}$; определить и проанализировать параметры синергетического эффекта, т.е. взаимноусиливающегося действия параметров T и τ внешнего динамического (ударного) воздействия на анализируемый механический объект пространственной структуры (вагон трамвая), с учетом геометрических параметров стыка, загруженности вагона пассажирами, его скорости движения и длины секций трамвайного рельсового пути.

Результаты исследований показали, что для проанализированного в работе механического объекта (на примере вагона трамвая) коэффициенты синергизма изменяются в следующих пределах:

Вариант загрузки №1(масса аддитивного элемента загрузки равна нулю, расчеты проведены для пустого вагона)

Коэффициенты жесткости $c1_z$, $c2_z$ – линейные:

$$K_{s_y}=[42,5-55,6\%]; K_{s_z}=[4,2-97,8\%]; K_{s_r}=[2,1-4,1\%].$$

Коэффициенты жесткости $c1_z$, $c2_z$ – нелинейные:

$$K_{s_y}=[57,5-75,0\%]; K_{s_z}=[4,0-45,2\%]; K_{s_r}=[3,2-18,3\%].$$

Вариант загрузки №2, $M=25050,0$ кг (масса аддитивного элемента соответствует средней загрузке вагона пассажирами (5 ч/м², 115 чел.))

Коэффициенты жесткости c_{1z} , c_{2z} – линейные:

$K_{sy}=[47,7-53,0\%]$; $K_{sz}=[10,5-99,8\%]$; $K_{st}=[8,9-10,4\%]$.

Коэффициенты жесткости c_{1z} , c_{2z} – нелинейные:

$K_{sy}=[74,7-157,2\%]$; $K_{sz}=[6,9-62,9\%]$; $K_{st}=[12,6-24,8\%]$.

Вариант загрузки №3, $M=30510,0$ кг (масса аддитивного элемента соответствует максимальной загрузке вагона пассажирами (10 ч/м², 193 чел.))

Коэффициенты жесткости c_{1z} , c_{2z} – линейные:

$K_{sy}=[51,5-69,6\%]$; $K_{sz}=[16,7-85,4\%]$; $K_{st}=[11,5-18,2\%]$.

Коэффициенты жесткости c_{1z} , c_{2z} – нелинейные:

$K_{sy}=[49,9-165,2\%]$; $K_{sz}=[12,1-52,3\%]$; $K_{st}=[18,4-35,2\%]$.

Установлено, таким образом, что наибольший коэффициент синергизма K_s для линейных характеристик жесткости имеет значение, равное 99,8% по координате Z при средней загруженности и $\tau=0,6$ с, $T=0$. Наибольший коэффициент синергизма для нелинейных характеристик жесткости принимает значение, равное 165,2% по координате Y при полной загруженности вагона пассажирами, $\tau=3,6$ с и $T=3,4$ с.

Полученные данные необходимо учитывать при определении нормативного эксплуатационного режима объекта пространственной структуры, которым в настоящей работе принято трамвайное транспортное средство.

Практическое значение полученных в работе результатов проявляется при решении задач виброустойчивости, вибропрочности и вибродиагностики ОПС, предназначенных для эксплуатации в условиях действия внешней пространственной вибрации, а также при синтезе их конструктивных схем.

1.Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. – М.: Наука, 1975. – С.363-371.

2.Божко А.Е., Гноевой А.В., Шпачук В.П. Пространственное вибронегружение. – К.: Наукова думка, 1987. – 192 с.

3.Вибрации в технике. В 6 т. Т.5. Измерения и испытания / Под ред. М.Д.Гемкина. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

4.Исследование нагруженности балок подвески тяговых двигателей трамвайных вагонов Т-3 в режимах тяги и торможения. – М.: ВНИИТ, 1983. – 83 с.

5.Понтрягин Л.С. Обыкновенные дифференциальные уравнения. – М.: Наука, 1974. – 332 с.

6.Плахтиенко Н.П. Деякі питання створення Міждержавних норм сейсмостійкого будівництва для країн СНД // Будівництво і стандартизація. – 2000. – №1. – С.2-8.

7.Плахтиенко Н.П. Про розрахункове визначення коефіцієнтів допустимих по-

шкоджень та відповідальності споруд // Конструкции гражданских зданий: Сб. науч. трудов КиевЗНИИЭП. – К., 2003. – С.103-113.

8.Шпачук В.П. К анализу особенностей многокоординатной вибрации объектов пространственной структуры // Прикладная механика. – 1994. – №1. – С.82-89.

9.Шпачук В.П. К проблеме испытаний объектов пространственной структуры на вибронадежность, реализующих эффект синергизма // Прикладная механика. – 2005. – №7. – С.116-121.

10.Шпачук В.П. К синтезу системы вибрационных испытаний объектов пространственной структуры на устойчивость функционирования // Проблемы машиностроения и надежности машин. Машиноведение. – 1993. – № 3. – С.107-112.

11.Шпачук В.П. Особенности проявления синергетического эффекта в объектах пространственной структуры при многокоординатном вибронагружении // Прикладная механика. – 1999. – №10. – С.108-112.

12.Plakhtienko N. P. Double non-stationary phase - frequency resonance of oscillatory systems // Int. Appl. – 2002. – 38, № 1. – P.135-141.

13.Skinner R.J., Robinson W.H., Vc. Verry G.H. An introduction to seismic isolation. – John Willy and Sons, 1993. – 423 p.

Получено 28.06.2006

УДК 629.433

І.І.СКУРИХІН, В.Б.БУДНИЧЕНКО, Л.І.КУЛАГІНА, кандидати техн. наук,
Р.М.БЕРЛІЗЄВ

Харківська національна академія міського господарства

УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРОЛЕЙБУСІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Розглядаються питання підвищення надійності гальмівних систем троллейбусів, що знаходяться в експлуатації, етапи їх розвитку, переваги і недоліки, пропонуються заходи щодо їх удосконалення.

Тролейбус – найбільш поширений вид наземного міського електричного транспорту, що функціонує в 54 містах України, забезпечуючи майже 60% внутрішньоміських пасажироперевезень. Починаючи з 1991 р. в його роботі склалася стійка тенденція до зменшення пасажироперевезень, погіршення якості транспортного обслуговування населення та зниження рівня безпеки руху. Протягом зазначеного періоду обсяги транспортної роботи знизилися майже в два рази, а кількість рухомого складу – на третину.

Однією з основних систем тролейбуса, що відповідає за ефективність його роботи, комфортність пасажирів і, головне, за безпеку руху є гальмівна система [1, 2]. Але гальмівні системи, встановлені на троллейбусах, які експлуатуються сьогодні, не відповідають тим високим вимогам надійності, що до них висуваються. Необхідне їх удосконалення.

Аналіз конструкцій і принципів дії існуючих гальмівних систем